

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ РАЗРЫВНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

М. С. НАТАНЗОН, В. А. СУХИХ

(Москва)

Разрывные колебания жидкости в трубопроводе возникают всякий раз, когда амплитуда колебаний давления достигает значений, достаточных для того, чтобы вызвать кавитационный разрыв столба жидкости. В работах [1, 2] был дан теоретический анализ этого явления. Полученные в [1, 2] соотношения показывают, что вынужденные разрывные колебания обладают целым рядом специфических свойств, обусловленных нелинейными эффектами. В данной работе приводятся результаты экспериментальных исследований вынужденных разрывных колебаний жидкости в трубопроводе.

1. Описание установки и условий проведения опытов. Схема установки представлена на фиг. 1. Основными элементами установки являются: исследуемый трубопровод 1, в нижней части которого располагается гидроцилиндр 2 с поршнем 3, совершающим гармонические колебания.

Исследуемый трубопровод 1 представлял собой тонкостенную дюралюминиевую трубу с толщиной стенки $\delta = 2,5$ мм и внутренним диаметром 240 мм. Длина трубопровода 8 м. В верхней части трубопровода закрыт заглушкой. Величина объема газовой подушки над жидкостью в трубе была достаточной для того, чтобы колебания жидкости не вызывали колебания давления газа (отсутствие колебаний давления в газовой подушке проверялось безынерционным измерением давления с записью на осциллограф).

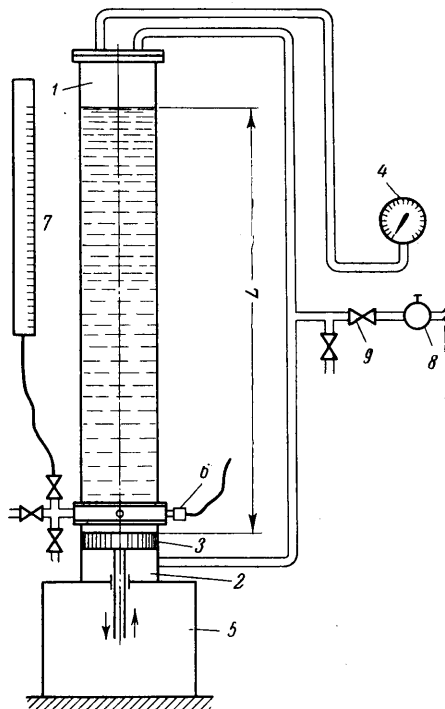
Гидроцилиндр 2 имеет тот же диаметр, что и трубопровод, но значительно большую толщину стенки, равную 4 мм. Гармонические колебания поршня возбуждаются специальным пульсатором 5, обеспечивающим плавное изменение частоты в диапазоне 0,5—50 гц. Устройство пульсатора позволяет также производить настройку амплитуд колебаний поршня от 0 до 15 мм с шагом порядка 0,2 мм. Пульсатор снабжен безынерционным датчиком 6 положения поршня, показания которого записываются на осциллограф. На осциллограф также выведена запись колебаний в гидроцилиндре. Измерение этого параметра производилось безынерционным датчиком 6, измеряющим абсолютное давление в диапазоне от 0,5 до 20 ата. Измерение уровня жидкости в трубопроводе, в дальнейшем условно называемого длиной L трубопровода, осуществлялось мерным стеклом 7.

Давление воздуха регулировалось при помощи устройства 8 через запорный вентиль 9 и контролировалось по манометру 4.

В качестве рабочей жидкости использовалась водопроводная вода, в которую при низких температурах окружающей среды добавлялось 25% спирта. Измерение стационарных значений давлений осуществлялось манометрами 4 класса 0,2.

Методика снятия частотных характеристик в описываемых опытах сводилась к следующему. После настройки системы на выбранное значение параметров: амплитуды колебаний поршня a , давления p_0 в газовой подушке и уровня L жидкости в трубопроводе, включался пульсатор. Частота колебаний пульсатора, соответствующая началу эксперимента, обычно составляла 3—4 гц. В процессе эксперимента частота пульсатора медленно повышалась до значения, близкого 18 гц, после чего осуществлялся «обратный ход» — медленное понижение частоты до исходного значения. В процессе эксперимента на ленте осциллографа записывались положение поршня пульсатора и давление в гидроцилиндре.

Как показал опыт работы, обеспечение хорошей воспроизводимости результатов требует некоторой регламентации порядка проведения опытов. Последнее обстоятельство связано с тем, что при продолжительной работе установки в режиме раз-

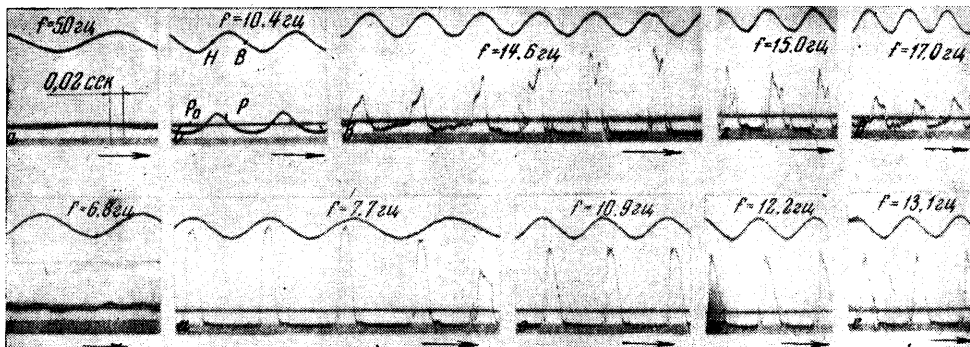


Фиг. 1

рывных колебаний на водопроводной воде, содержащей растворенный в ней воздух, в районе поршня образуются пузырьки воздуха.

Наличие пузырьков воздуха, имеющих низкую скорость растворения, приводит к существенному уменьшению силы гидроударов и искажению их формы. В результате этого явления при продолжительной выдержке системы в режиме разрывных колебаний амплитуда колебаний падает, а форма сигнала искажается. Подобного рода картина имеет также место при повторных запусках, если они следуют один за другим без достаточного перерыва или без смены воды, а также при ухудшении уплотнения поршня, приводящего к подсасыванию воздуха. При ограничении продолжительности испытания разброс измеряемых экспериментальных величин при двух независимых испытаниях, проводимых без перенастройки установки, незначителен.

2. Результаты экспериментов. На фиг. 2 представлена типичная серия осциллограмм, полученная в процессе снятия частотной характеристики. Условия проведе-



Фиг. 2

ния опыта $p_0 = 1 \text{ ата}$; $L = 7.0 \text{ м}$, $a = 2 \text{ мм}$. Верхняя синусоидальная кривая на этих осциллограммах соответствует показаниям датчика положения поршня пульсатора¹, горизонтальная прямая линия — давлению p_0 в гидроцилиндре, соответствующему неработающему пульсатору, буквой p отмечено давление в гидроцилиндре при работающем пульсаторе, внизу осциллограммы — отметка времени. Направление отсчета времени в пределах каждой осциллограммы слева направо. Осциллограммы расположены в порядке проведения опыта: верхний ряд осциллограмм ($a, б, в, г, д$) соответствует участку монотонного повышения числа оборотов пульсатора, нижний ($е, ж, з, и, к$) — обратному ходу. Из осциллограмм, приведенных на фигуре, видно, что характер и амплитуды колебаний при прямом и обратном ходах существенно различаются. В области низких частот (осциллограммы a и $б$) колебания близки к синусоидальным. Их амплитуда растет с увеличением частоты колебаний. По достижении пульсатором некоторой предельной частоты (осциллограмма $в$) начинается переходный процесс, заканчивающийся установлением разрывной формы колебаний. Разрывные колебания имеют вид следующих друг за другом гидроударов.

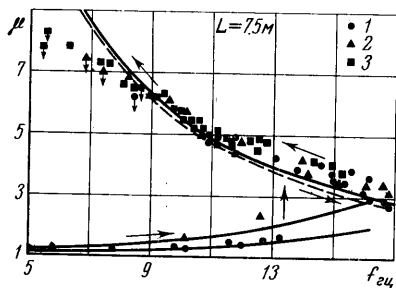
В промежутках между гидроударами давление в жидкости имеет значение, существенно меньше атмосферного, и слабо зависит от времени. Значение этого давления в зависимости от условий эксперимента несколько менялось в пределах $0.15 - 0.4 \text{ ата}$. Дальнейшее повышение частоты пульсатора (осциллограммы $г, д$) приводит к понижению амплитуды колебаний. При обратном ходе (нижний ряд осциллограмм) амплитуды колебаний сначала растут (осциллограммы $е, ж, з, и$), а затем, по достижении критической частоты, происходит срыв разрывной формы колебаний, сопровождающийся возникновением акустических колебаний сравнительно небольшой амплитуды.

При обратном ходе во всех проведенных испытаниях наблюдался существенный гистерезис разрывной формы колебаний. Так, например, в описываемом опыте разрывные колебания возникли при частоте, равной 14.6 гц , срыв же колебаний наступил при 7.7 гц . Размах колебаний при срыве изменился от 9.0 до 1 ата . Проследим еще за характером изменения фазы колебаний. До начала режима разрывных колебаний максимальному давлению в гидроцилиндре примерно соответствует нижнее положение поршня, после окончания переходного процесса максимальному давлению соответствует крайнее верхнее положение поршня, фаза колебания, таким образом,

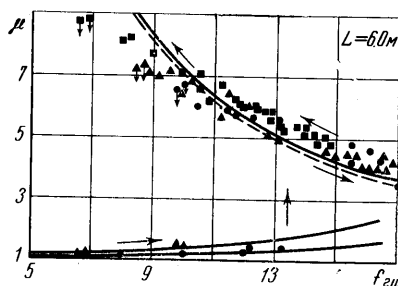
¹ Точками H и B на фиг. 2, $б$ отмечены фазы, соответствующие крайнему нижнему, и соответственно крайнему верхнему положениям поршня пульсатора.

меняется на π и при принятом в [2] начале отсчета фаз становится равной $1/2\pi$. При обратном ходе по мере уменьшения частоты фазовый сдвиг монотонно падает по мере приближения к критической частоте. Вблизи критической частоты он становится близким к нулю.

Перейдем теперь к описанию влияния различных факторов на частотную характеристику трубопровода. Влияние длины трубопровода и амплитуды колебаний поршня на частотную характеристику амплитуды и фазы колебаний жидкости, а также на значение критической частоты определялось при восьми значениях длин трубопроводов — от $L = 7.5$ до 4 м — через 0.5 м и при трех амплитудах колебаний поршня.



Фиг. 3

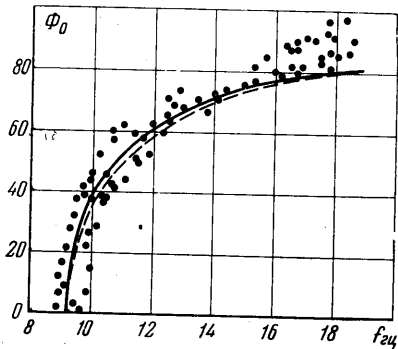


Фиг. 4

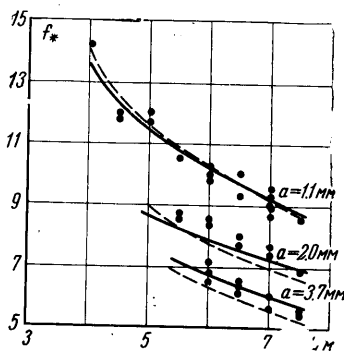
Всего было проведено 36 опытов. Во всех опытах этой серии $p_0 = 1$ ата. На фиг. 3, и 4, представлены частотные характеристики, полученные для $L = 7.5$ и 6.0 м; точки 1, 2, 3 соответствуют трем значениям амплитуды колебаний поршня $a = 1.1; 2.0; 3.7$ мм (результаты обработки 12 опытов). На оси абсцисс отложена частота, по оси ординат — безразмерное максимальное давление [2]

$$\mu = (p_m - p_s) / (p_0 - p_s)$$

Здесь p_m — максимальное давление, p_0 — давление в отсутствие колебаний, p_s — давление в период существования кавитационного разрыва.



Фиг. 5



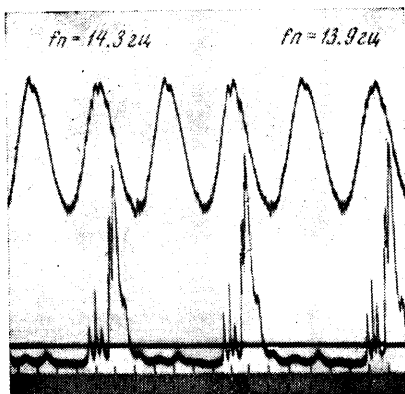
Фиг. 6

На представленной фигуре хорошо видно наличие двух резко отличных видов колебаний: обычных акустических колебаний, имеющих сравнительно небольшие значения амплитуд, и разрывных колебаний с большими значениями ударных давлений. С уменьшением частоты амплитуда акустических колебаний падает, в то время как амплитуда разрывных колебаний растет. Из сопоставления фиг. 3 и 4 видно, что уменьшение длины трубопровода приводит к возрастанию размаха разрывных колебаний.

Что же касается влияния амплитуды колебаний поршня, то она заметно влияет на амплитуду давления акустических колебаний и практически не отражается на размахе разрывных колебаний.

На фиг. 5 представлена зависимость фазы Φ_0 от частоты, построенная по данным пяти испытаний. (Напомним, что по определению $\Phi_0 = \varphi + \omega L / c$, где φ — фазовый сдвиг между средним положением поршня и началом фазы контакта, ω — круговая частота колебаний, c — скорость звука [1]). Из фиг. 5 следует, что Φ_0 стремится к нулю при уменьшении f . Значение амплитуд колебаний поршня, мало отражаясь на

размахе разрывных колебаний, оказывает сильное влияние на значение критической частоты f_* , при которой происходит срыв разрывной формы колебаний. На фиг. 3 и 4 экспериментальные точки, которым соответствует срыв разрывной формы колебаний, отмечены вертикальными стрелками. На фиг. 6 приведены зависимости f_* от L при

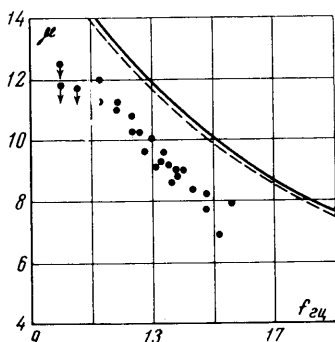


Фиг. 7

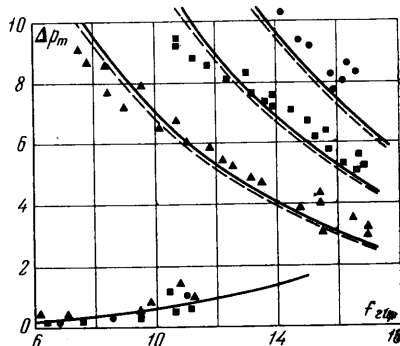
различных значениях амплитуды колебаний поршня (результат обработки всей серии из 36 опытов). Из фиг. 6 видно, что f_* падает с увеличением амплитуды колебаний поршня и уменьшением длины трубопровода.

При достаточно больших амплитудах колебания поршня в трубопроводе возникал дробный резонанс. Частота колебаний жидкости в режимах дробного резонанса обычно была в два раза ниже частоты колебаний пульсатора. Однако при очень больших значениях амплитуд колебаний поршня пульсатора, а также в области сравнительно больших частот колебаний неоднократно отмечалась тенденция к переходу на дробный резонанс с отношением частоты пульсатора к частоте жидкости, равным $1/4$. На фиг. 7 представлена осциллограмма режима дробного резонанса при $L = 6$ м, $p_0 = 1$ ата, $a = 4.0$ мм, $f \approx 14$ гц, а на фиг. 8 амплитудная характеристика. Следует отметить, что режимы разрывных колебаний дробного порядка в отличие от режимов разрывных колебаний первого порядка, имеют низкую воспроизводимость.

В отдельной серии из шести опытов было исследовано влияние p_0 на размах разрывных колебаний. Результаты опытов представлены на фиг. 9, где по оси ординат отложены значения $\Delta p_m = p_m - p_s$. Значения p_0 в этих опытах составляли 1, 2 и 3 ата. По мере роста значения p_0 отмечалось некоторое возрастание p_s , которое было соответственно равно 0.375, 0.4 и 0.45 ата. Указанное обстоятельство, во всей вероятности, связано с увеличением количества воздуха, растворенного в воде. Из фиг. 9 следует, что повышение p_0 приводит к увеличению p_m и уменьшению f_* .



Фиг. 8



Фиг. 9

3. Сопоставление результатов экспериментов с теорией. Результаты экспериментов, приведенные в предыдущем пункте, находятся в качественном соответствии с выводами работы [2]. Опыты подтверждают: а) существование некоторых предельных частот, при которых акустические колебания жидкости сменяются разрывными колебаниями; б) возрастание амплитуды разрывных колебаний с уменьшением частоты и наличие гистерезиса; в) слабую зависимость амплитуды разрывных колебаний от хода поршня; г) понижение критической частоты колебаний с увеличением хода поршня, длины трубопровода и понижением давления; д) изменение фазы разрывных колебаний от значений порядка $1/2\pi$ в области высоких частот до нуля при приближении к критической частоте; е) повышение размаха разрывных колебаний при повышении p_0 ; ж) возникновение режимов дробного резонанса при достаточно больших значениях хода поршня. Перейдем теперь к сопоставлению количественных соотношений, следующих из теории, с результатами опытов.

Расчетные соотношения, приведенные в [2], были получены для трубопровода, имеющего постоянное значение скорости звука вдоль всей его длины. Условия испытания трубопровода на установке несколько отличаются от принятых в [2] наличием небольшого участка, образованного гидроцилиндром, скорость звука в котором несколько больше, чем в трубопроводе, вследствие большей толщины стенки.

Так как длина цилиндра составляет всего $1/30$ длины трубопровода, то во всех исходных формулах работы [2], за исключением формул (2.5) и (3.8), определяющих величину ударного давления, можно сохранить скорость звука в трубопроводе.

Так как по условиям опыта датчик давления располагался в гидроцилиндре, имеющем толстую стенку и, следовательно, более высокое значение скорости звука, то по вполне понятным причинам в соотношениях (2.5) и (3.8) необходимо использовать скорость звука c_* , соответствующую гидроцилиндру. Повторяя все выкладки работы [2] с измененными описанным способом исходными соотношениями, получаем

$$\mu = \frac{c_*}{c} \frac{m - 2f^\circ}{2f^\circ} \left[1 - \frac{1}{4} \frac{c_* \tau^*}{L} \right] \quad (3.1)$$

$$\cos \Phi_0 = \frac{1}{16\pi m} \frac{\Delta p}{\rho L} \left[\frac{\tau^* c_*}{L} + \frac{1}{8} \xi \frac{\Delta p}{\rho c^2} T_0^2 \right] T_0^2 \quad (3.2)$$

$$T_* = \left\{ 4 \frac{\rho L}{\Delta p} \frac{c_* \tau^*}{\xi} \left[\left(1 + 8\pi m \xi \frac{aL}{(c_* \tau^*)^2} \right)^{1/2} - 1 \right] \right\}^{1/2} \quad (3.3)$$

$$f^\circ = \frac{fL}{c}, \quad T_0 = \frac{m}{f} - 2 \frac{L}{c}, \quad f_* = \frac{m}{T_* + 2L/c} \quad (3.4)$$

Здесь m — порядок дробного резонанса, τ^* и ξ — коэффициенты, учитывающие рассеивание энергии, ρ — плотность жидкости, f_* — критическая частота. В условиях опыта расчетные значения c и c_* были соответственно равны 750 м/сек (диаметр $D = 240$ мм, толщина стенки $\delta = 2.5$ мм, $E = 0.72 \cdot 10^6$ кг/см²) и 1140 м/сек ($D = 240$ мм, $\delta = 4$ мм, $E = 2.05 \cdot 10^6$ кг/см²).

Помимо величин c и c_* расчетные соотношения содержат две константы: τ^* и ξ , не поддающиеся расчетному определению. Поскольку τ^* и ξ наиболее существенно влияют на критическую частоту колебаний, их определение целесообразно проводить по экспериментально измеренным f_* . Если согласно фиг. 6 принять, что при $L = 7.0$ м и $a = 1.1$ мм, $f_* = 9.2$ гц, а при $L = 7$ м и $a = 3.7$ мм, $f_* = 6.1$ гц, то используя (3.3), получаем $\tau^* = 1.885 \cdot 10^{-3}$ сек, $\xi = 11.8$.

Воспользовавшись полученными таким образом значениями τ^* и ξ , можно по формулам (3.1)–(3.4) построить зависимости амплитуд, фаз и частоты колебаний от длины трубопровода, хода поршня и давления p_0 для всех значений параметров, исследованных в экспериментах. Расчетные зависимости на соответствующих фигурах работы представлены сплошными линиями. Наличие двух экспериментальных констант является, вообще говоря, нежелательным. Расчеты, однако, показывают, что влияние коэффициента ξ мало и его без особого ущерба можно положить равным нулю (значение коэффициента τ^* при этом естественно, несколько меняется). Полагая $\xi = 0$, $L = 7$ м, $a = 1.1$ мм и $f_* = 9.2$ гц, получаем $\tau^* = 2.095 \cdot 10^{-3}$ сек. Расчетные зависимости, соответствующие $\xi = 0$ и $\tau^* = 2.095 \cdot 10^{-3}$ сек, представлены на фигурах пунктиром.

Сопоставление расчетных зависимостей с экспериментальными данными показывают, что при надлежащем выборе двух или даже одной константы расчетные соотношения позволяют получить удовлетворительное количественное описание явления при широком варьировании характеристик системы.

Исключение составляют режимы дробного резонанса, для которых при наличии качественного совпадения имеет место систематическое занижение амплитуд на 15–30%. Возможно, что это расхождение обусловлено люфтами (порядка 0.3–0.4 мм) в кривошипной части пульсатора, возникавшими в режимах дробного резонанса вследствие значительных ударных нагрузок на поршень (порядка 10 τ). В режиме главного резонанса возникновение люфтов не наблюдалось.

Поступило 19 IV 1968

ЛИТЕРАТУРА

1. Натанзон М. С. Вынужденные разрывные колебания жидкости в трубопроводах. Изд. АН СССР, Механика, 1965, № 2.
2. Натанзон М. С. Влияние рассеивания энергии на вынужденные разрывные колебания жидкости в трубопроводе. Изв. АН СССР, Механика, 1965, № 5.